

2. Динамічний підхід дозволяє виявити небезпечні коливання та встановити їх причину на основі адекватної математичної моделі, яка достатньо співвідносна квазістатичній.

3. Спільне використання обох розглянутих підходів дозволяє, практично з єдиних позицій, здійснювати комплексну оцінку міцності колінчастих валів на основі досить адекватних математичних моделей, які можуть порівнюватися, а, отже, істотно підвищити як можливості, так і вірогідність розрахункових досліджень.

#### Список літератури:

1. Захаров С.М. Совместный расчет многоопорного коленчатого вала и подшипников скольжения/ С.М. Захаров, Ю.Л. Тарсис, Е.А. Шорох // Вестник машиностроения: – 1985, – №1. – С. 5-7.

2. Тарсис Ю.Л. Расчет вынужденных связанных колебаний коленчатого вала ДВС / Ю.Л. Тарсис // Динамика и прочность машин. – Харьков, 1997. – Вып. 55. – С. 126-134. 3. Тарсис Ю.Л. Идентификация параметров дискретной модели коленчатого вала при динамических расчетах / Ю.Л. Тарсис, Е.Ю. Тарсис // Материалы 11-й Международной научно-технической конференции “Физические и компьютерные технологии”. – Харьков, 2005. – С. 279-284.

#### Bibliography (transliterated):

1. Zaharov S.M. Sovmestnyj raschet mnogoopornogo kolenchatogo vala i podshipnikov skol'zhenija/ S.M. Zaharov, Ju.L. Tarsis, E.A. Shoroh // Vestnik mashinostroenija: – 1985, – №1. – S. 5-7. 2. Tarsis Ju.L. Raschet vynuzhdennyh svyazannyh kolebanij kolenchatogo vala DVS / Ju.L. Tarsis // Dinamika i prochnost' ma-shin. – Har'kov, 1997. – Vyp. 55. – S. 126-134. 3. Tarsis Ju.L. Identifikacija parametrov diskretnoj mo-deli kolenchatogo vala pri dinamicheskikh raschetah / Ju.L. Taksis, E.Ju. Tarsis // Materiali 11-j Mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoy konferencii “Fizicheskie i kompjuternye tehnologii”. – Har'kov, 2005. – S. 279-284.

УДК 621.436: 539.3: 621.74

**В.И. Алёхин, инж., А.В. Белогуб, канд. техн. наук, О.В. Акимов, д-р техн. наук**

### **ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАЗМЕРОВ ЛИТЕЙНЫХ ДЕФЕКТОВ НА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ПОРШНЯ**

Исследование влияния размеров литейных дефектов, возникающих при изготовлении поршней, является важной частью при оценке детали на усталостную прочность. При производстве литых деталей поршней для двигателей с принудительным воспламенением, в технических требованиях существующей конструкторской документации, не допускаются дефекты усадочного характера. Однако, в литературных источниках в полной мере не описано влияние литейных дефектов на прочностные характеристики поршня. В предыдущих публикациях, посвященных исследованию влияния литейных дефектов на усталостную прочность поршней с принудительным воспламенением, для оценки влияния размеров дефектов на НДС поршня при термомеханическом нагружении, был проведен численный эксперимент с использованием результатов моделирования в ANSYS [1]. Обработка величин напряжений, возникающих в местах дислокации литейных дефектов, выполнена с помощью метода наименьших квадратов. Значения расчетных напряжений, полученных в результате моделирования термомеханического нагружения порш-

ня, для каждого шага эксперимента представлены на рис. 1.

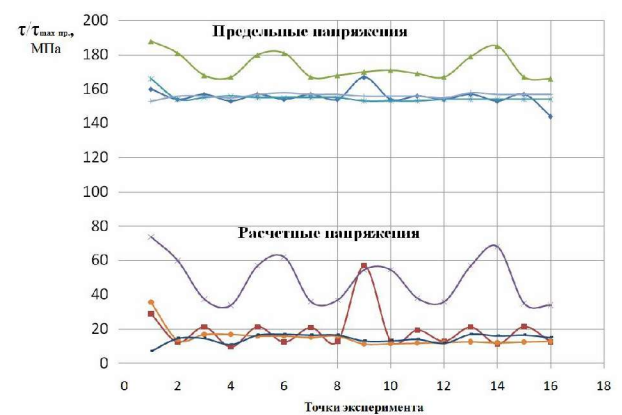


Рис. 1. Значения расчетных напряжений и предельных напряжений для каждого шага эксперимента

Для нахождения зависимости значений полей напряжений от «натуральных» размеров дефектов использовался метод гребневого анализа математических моделей. Определение «натуральных» размеров дефектов осуществлялось в зависимости от «номинальных» размеров в исследуемых преде-

лах от  $\varnothing 0,3 \div 1,3$  мм, согласно плану эксперимента. Метод гребневого анализа математических моделей (ридж-анализ) [2, 3] заключается в нахождении экстремальных «натуральных» размеров дефектов и соответствующих им значений напряжений. В координатах факторного пространства ( $X_1 \dots X_4$ ) был построен цилиндр с радиусом  $r$  и поверхность отклика, линия пересечения поверхности отклика и поверхности цилиндра с заданным радиусом разворачивается на плоскость и на ней определяются точки максимума и минимума функций отклика моделей ( $Y_1 \dots Y_4$ ) (Рис. 2).

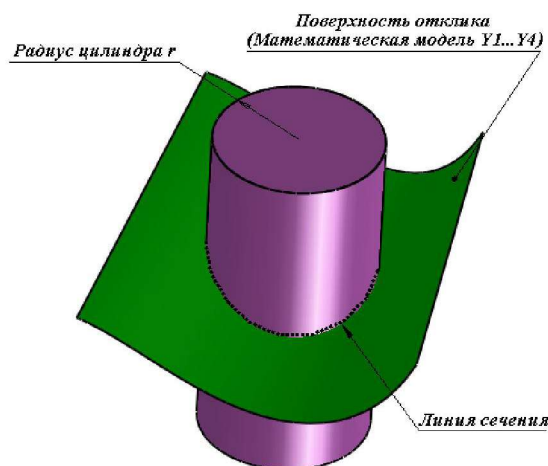


Рис. 2. Графическое описание метода гребневого анализа математических моделей

В результате повторений действий с пошаговым изменением радиуса цилиндра, для каждого его значения определены экстремальные точки субмаксимума и субминимума, соединяя соответствующие точки, получают линии субмаксимумов и субминимумов [4]. Учитывая, что при каждом значении радиуса возможно существование нескольких субоптимальных точек, для различных значений радиусов получаются кривые, связанные точками слияния или разъединения, которые называются линиями «гребней».

На основании полученных результатов построены зависимости параметра оптимизации от радиуса цилиндра, при этом экстремальное значение параметра оптимизации находится на линиях «гребней».

Аналитически оптимальные значения номинальных размеров дефектов и величин напряжений описываются уравнениями:

$$X^*(\lambda) = (\lambda I - A)^{-1} a, \quad (1)$$

$$r(\lambda) = \sqrt{x^{*'} x^*}, \quad (2)$$

$$y^*(\lambda) = a_0 + 2a' x^* + x^{*'} A x^*, \quad (3)$$

где  $\lambda$  – множитель Лагранжа, изменяемый в диапазоне  $[-\infty; +\infty]$ ;  $x^*(\lambda)$  – матрица оптимальных значений размеров дефектов;  $r(\lambda)$  – радиус;  $y^*(\lambda)$  – значение исследуемого параметра значения напряжений при оптимальных значениях дефектов;  $a$  – матрица линейных коэффициентов;  $A$  – матрица нелинейных коэффициентов.

Два последних уравнения описывают аналитически гребневые линии.

После преобразований получены расчетные зависимости:

– для определения субоптимальных значений размеров дефектов

$$x_i^* = \frac{a_i}{2\lambda}; \quad (4)$$

– для определения радиуса

$$r = \sqrt{r^2}, r^2 = \sum_{i=1}^n \left( \frac{a_i}{2\lambda} \right)^2; \quad (5)$$

– для определения оптимального значения напряжений

$$y^* = a_0 + \sum_{i=1}^n \frac{a_i^2}{2\lambda} \quad (6)$$

**Расчет субоптимальных значений размеров дефектов в зависимости от множителя Лагранжа и их радиуса**

Пример экспериментальной математической модели матрицы коэффициентов и субоптимальные значения в зависимости от множителя Лагранжа приведены в табл. 1.

На основе полученных расчетных значений построены серии зависимостей для каждой экспериментальной математической модели: радиус – множитель Лагранжа; значение напряжения – множитель Лагранжа; значение напряжения – радиус.

На рисунке 3 представлен пример зависимостей для математической модели  $y_1$ .

Таблица 1. Матрицы коэффициентов и субоптимальные значения размеров дефектов

Экспериментальная математическая модель		
$y_1=12,6+4,49X_1+1,57X_2+1,41X_3-0,71X_4$		
Значения коэффициентов модели		Субоптимальные значения размеров дефектов
$a_0$	Матрица линейных коэффициентов $a$	$x_i^* = \frac{a_i}{2\lambda}$
12,6	4,49	$x_i^* = \frac{4,49}{2\lambda}$
	1,57	$x_i^* = \frac{1,57}{2\lambda}$
	1,41	$x_i^* = \frac{1,41}{2\lambda}$
	-0,71	$x_i^* = -\frac{0,71}{2\lambda}$

В табл. 2 приведены результаты расчетов радиуса и значений напряжений в местах дислокации дефектов на этих радиусах в зависимости от множителя Лагранжа для каждой экспериментальной математической модели.

Для математических моделей  $y_2, y_3, y_4$  были построены подобные графики зависимостей. Из графиков следует, что для каждой математической модели величина напряжений в рассмотренном диапазоне уменьшается с увеличением радиуса. В зависимости от радиуса  $r$  определялись субоптимальные значения размеров дефектов с использованием формулы:

$$r = \sqrt{r^2} = \sqrt{\sum x_i^2}, \quad (7)$$

где  $x_i$  – граничные номинальные значения размеров дефектов.

Таблица 2. Значения напряжений в местах дислокации дефектов в зависимости от множителя Лагранжа и радиуса

Экспериментальная математическая модель			Экспериментальная математическая модель		
$y_1=12,6+4,49X_1+1,57X_2+1,41X_3-0,71X_4$			$y_2=44,7-0,74X_1+11,4X_2-0,59X_3-2,14X_4$		
Множитель Лагранжа	Радиус	Напряжение ( $y^*$ ), МПа	Множитель Лагранжа	Радиус	Напряжение ( $y^*$ ), МПа
2,5	0,98	17,62	6	0,94	55,99
5	0,49	15,11	10	0,56	51,47
10	0,25	13,86	16	0,35	48,93
15	0,16	13,44	18	0,31	48,46
30	0,08	13,02	24	0,23	47,52
-2,5	0,98	7,58	-6	0,94	33,41
-5	0,49	10,09	-10	0,56	37,93
-10	0,25	11,34	-16	0,35	40,47
-15	0,16	11,76	-18	0,31	40,94
-30	0,08	12,18	-24	0,23	41,88
$y_3=10,7+1,16X_1+0,89X_2+1,19X_3+2,52X_4$			$y_4=13,1-0,02X_1-0,15X_2-1,75X_3-0,14X_4$		
1,2	1,31	14,80	0,55	1,60	15,93
1,5	1,05	13,98	1	0,88	14,65
2	0,79	13,15	2	0,44	13,88
2,5	0,63	12,65	3	0,29	13,62
3	0,53	12,32	5	0,18	13,41
-1,2	1,31	6,53	-0,55	1,60	10,27
-1,5	1,05	7,35	-1	0,88	11,55
-2	0,79	8,18	-2	0,44	12,32
-2,5	0,63	8,68	-3	0,29	12,58
-3	0,52	9,01	-5	0,18	12,79

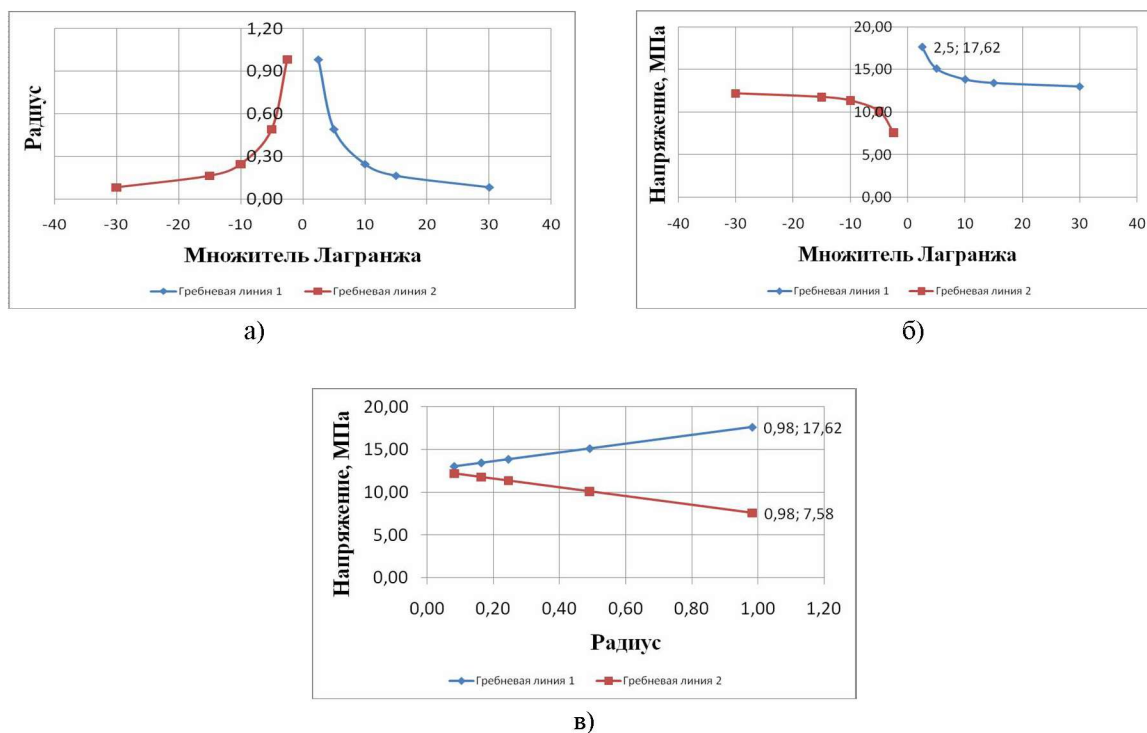


Рис. 3. Расчетные зависимости для экспериментальной математической модели  $y_1$ :

а) зависимость «радиус – множитель Лагранжа»; б) зависимость «значения напряжения – множитель Лагранжа»; в) зависимость «значение напряжения – радиус».

Таблица 3. Значения максимальных и минимальных субоптимальных размеров дефектов в зависимости от множителя Лагранжа

Математическая модель			Математическая модель		
$y_1=12,6+4,49X_1+1,57X_2+1,41X_3-0,71X_4$			$y_2=44,7-0,74X_1+11,4X_2-0,59X_3-2,14X_4$		
X*опт.	Мах значение	Min значение	X*опт.	Мах значение	Min значение
X*1	0,90	-0,90	X*1	-0,062	0,062
X*2	0,31	-0,31	X*2	0,95	-0,95
X*3	0,28	-0,28	X*3	-0,049	0,049
X*4	-0,14	0,14	X*4	-0,178	0,178
$y_3=10,7+1,16X_1+0,89X_2+1,19X_3+2,52X_4$			$y_4=13,1-0,02X_1-0,15X_2-1,75X_3-0,14X_4$		
X*опт.	Мах значение	Min значение	X*опт.	Мах значение	Min значение
X*1	0,48	-0,48	X*1	-0,02	0,02
X*2	0,38	-0,38	X*2	-0,14	0,14
X*3	0,50	-0,50	X*3	-1,59	1,59
X*4	1,05	-1,05	X*4	-0,14	0,14

**Определение зависимости натуральных размеров дефектов от их экспериментальных субоптимальных размеров**

Для расчета значений натуральных размеров дефектов в пределах  $\varnothing 0,3 \div 1,3$  мм, в соответствии с субоптимальными значениями размеров дефектов “-1” ÷ “+1” использовалось выражение:

$$X_{ном}^* = \frac{X_n^{нат} - \bar{X}_n}{J} \Rightarrow X_n^{нат} = X_{ном}^* \times J + \bar{X}_n, \quad (8)$$

где  $J$  – шаг ( $J = X_{max} - \bar{X}$ );  $\bar{X}_n$  – среднее значение  $X$ .

Расчетные значения натуральных размеров дефектов для каждой математической модели представлены в табл. 4.

Таблица 4. Значения натуральных максимальных и минимальных значений размеров дефектов

Математическая модель			Математическая модель		
$y_1=12,6+4,49X_1+1,57X_2+1,41X_3-0,71X_4$			$y_2=44,7-0,74X_1+11,4X_2-0,59X_3-2,14X_4$		
Хнат.	Мах знач., мм	Min знач., мм	Хнат.	Мах знач., мм	Min знач., мм
X1	1,25	0,35	X1	0,77	0,83
X2	0,96	0,64	X2	1,28	0,33
X3	0,94	0,66	X3	0,78	0,82
X4	0,73	0,87	X4	0,71	0,89
$y_3=10,7+1,16X_1+0,89X_2+1,19X_3+2,52X_4$			$y_4=13,1-0,02X_1-0,15X_2-1,75X_3-0,14X_4$		
Хнат.	Мах знач., мм	Min знач., мм	Хнат.	Мах знач., мм	Min знач., мм
X1	1,04	0,56	X1	0,79	0,81
X2	0,99	0,61	X2	0,73	0,87
X3	1,05	0,55	X3	0,005	1,60
X4	1,33	0,28	X4	0,73	0,87

Каждому из найденных натуральных значений дефектов, относящихся к определенной модели, соответствуют максимальные и минимальные значения напряжений ( $\nu$ ). Согласно таблицам 2 и 4, а также графикам зависимостей (Рис. 3), наибольшее напряжение в месте дислокации дефекта (56 МПа) соответствует натуральному размеру  $\emptyset 1,28$  мм, а минимальное напряжение (6,5 МПа) соответствует размеру дефекта 0,28 мм.

С помощью метода гребневого анализа для исследуемых экспериментальных математических моделей были найдены натуральные размеры дефектов при возникающих напряжениях в пределах значений эксперимента.

Использование на практике метода гребневого анализа математических моделей позволит без трудоемких расчетов определить зависимость размеров дефектов от возникающих напряжений в экспериментальных пределах.

#### Список литературы:

1. Алёхин В.И. Методология расчета детали поршня на прочность в местах дислокации дефектов усадочного характера / В.И. Алёхин, А.В. Белогуб, О.В. Акимов // Научно-технический журнал «Двигатели внутреннего сгорания». Харьков: НТУ «ХПИ» – 2010. – №2. – С. 62 – 65.
2. Hoerl A.E. Application of ridge analysis to regression problems // Chemical Engineering Progress. 1962. no 58. Pp. 54-59.
3. Hoerl A. E., Kennard R. W. Ridge regression: Biased estimation for nonorthogonal problems // Technometrics. 1970. Vol. 3, no. 12. Pp. 55-67.
4. Дёмин Д.А. Оптимизация технологических режимов / Д.А. Дёмин // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2006. – №2(20).2006. – С. 32-35.

#### Bibliography (transliterated):

1. Alyokhin V.I. Metodologiya rascheta detali porshnya na prochnost v mestakh dislokatsii defektov usadochnogo kharaktera / V.I. Alekhin, A.V. Belogub, O.V. Akimov // Nauchno tekhnicheskii zhurnal «Dvigateli vmutrennego sgoraniya». Kharkov: NTU «KhPI» – 2010. – №2. – S. 62 – 65.
2. Hoerl A.E. Application of ridge analysis to regression problems // Chemical Engineering Progress. 1962. no 58. Pp. 54-59.
3. Hoerl A. E., Kennard R. W. Ridge regression: Biased estimation for nonorthogonal problems // Technometrics. 1970. Vol. 3, no. 12. Pp. 55-67.
4. Dyomin D.A. Optimizatsiya tekhnologicheskikh rezhimov / D.A. Demin // Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovikh tekhnologiy. – 2006. – №2(20).2006. – S. 32-35.

УДК 621.436

С. И. Тырловой, канд. техн. наук

## ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ЭЛЕКТРОННОГО РЕГУЛЯТОРА ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

**Постановка проблемы.** Показатели переходных процессов дизелей в значительной степени зависят от динамических свойств системы автоматического регулирования (САР), а для автомобильных двигателей переходные процессы составляют значительную часть эксплуатационных режимов. Поэтому путевые расходы топлива являются зави-

симыми от САР. В настоящее время комплексное электронное регулирование работы получило широкое распространение [1,2] для автомобильных, тракторных, а так же тепловозных и судовых дизелей. На рис. 1 показана схема исполнительной части электронного регулятора частоты вращения,